

JP 4203672 (Yasuo)



3/5/1

DIALOG(R) File 347:JAPIO

(c) 2004 JPO & JAPIO. All rts. reserv.

03838572 **Image available**

SHIFT DRIVER OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR VEHICLE

PUB. NO.: 04-203672 [*JP 4203672* A]
PUBLISHED: July 24, 1992 (19920724)
INVENTOR(s): KITA YASUO
APPLICANT(s): SHIMADZU CORP [000199] (A Japanese Company or Corporation),
JP (Japan)
APPL. NO.: 02-338925 [JP 90338925]
FILED: November 30, 1990 (19901130)
INTL CLASS: [5] F16H-061/40; F16H-047/04; F16H-059/18
JAPIO CLASS: 22.2 (MACHINERY -- Mechanism & Transmission)
JAPIO KEYWORD: R131 (INFORMATION PROCESSING -- Microcomputers &
Microprocessors)
JOURNAL: Section: M, Section No. 1337, Vol. 16, No. 545, Pg. 142,
November 16, 1992 (19921116)

ABSTRACT

PURPOSE: To improve starting characteristics and economical efficiency by maintaining the setting pressure of a pressure compensator in compensating an output torque to an almost constant value if an accelerator angle is constant at a first area, and to a compensation value when the displacement volume of one side hydraulic pump/ motor in the first area is the maximum at a second area.

CONSTITUTION: Effective differential pressure in one side hydraulic pump/motor 8 is kept to the setting pressure at a low speed mode through displacement volume control of a connected pressure compensator 30. Then, the setting pressure of the pressure compensator 30 at that time is compensated in relation to displacement volume or steep ratio so as to make output torque come to a nearly constant value if an accelerator angle is constant, at a first area where the displacement volume of the hydraulic pump/motor 8 is kept to less than the maximum value. Moreover, at a second area where the displacement volume of the hydraulic pump/motor 8 is maximum and another hydraulic pump/motor 7 is held to less than the maximum value, it is kept to a compensation value when the displacement volume of the one side hydraulic pump/motor 8 is maximum at the first area.

⑫ 公開特許公報(A) 平4-203672

⑤Int. Cl.⁹ 識別記号 庁内整理番号 ⑬公開 平成4年(1992)7月24日
F 16 H 61/40 P 8917-3 J
47/04 D 8917-3 J
// F 16 H 59:18 8814-3 J
審査請求 未請求 請求項の数 2 (全10頁)

⑭発明の名称 車両用無段変速機の変速駆動装置

⑯特 願 平2-338925

⑰出 願 平2(1990)11月30日

⑱発 明 者 喜 多 康 雄 京都府京都市中京区西ノ京下合町26番地 京都エンジニア
リング株式会社内

⑲出 願 人 株式会社島津製作所 京都府京都市中京区西ノ京桑原町1番地

⑳代 理 人 弁理士 赤澤 一博

明 細 書

1. 発明の名称

車両用無段変速機の変速駆動装置

2. 特許請求の範囲

1. 第1、第2、第3の入出力端を有しその第1の入出力端と第2の入出力端との間を通過する低速側の機械式伝動系及び第1の入出力端と第3の入出力端との間を通過する高速側の機械式伝動系を形成する差動機構と、この差動機構の第2の入出力端に一方の変容積形液圧ポンプ／モータの入出力軸を接続するとともに前記第3の入出力端に他方の可変容積形液圧ポンプ／モータの入出力軸を接続しこれら両液圧ポンプ／モータによって可変速の流体式伝動系を形成する流体伝動機構と、前記低速側の機械式伝動系の伝動端を出力側に設けた回転要素に接離させる低速用のクラッチと、前記高速側の機械式伝動系の伝動端を出力側に設けた回転要素に接離させる高速用のクラッチとを具備してなり、前記両クラッチを切り換えることによって低速モードと高速モードの何れかを

選択し得るように構成した流体機械式の車両用無段変速機に適用されるものであって、

前記低速モードにおいて、一方の液圧ポンプ／モータの有効差圧を、該ポンプ／モータに接続したプレッシャーコンベンセータの押し除け容積制御を通じて設定圧に保持するようにし、その際のプレッシャーコンベンセータの設定圧を、前記液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大値以下に保持される第1の領域ではアクセル角度が一定であれば出力トルクがそのアクセル角度に対応して略一定値となるように押し除け容積もしくは速度比の関数として補正し、前記液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大で他方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大値以下に保持される第2の領域では前記第1領域において一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大の時に対応する補正值を保つことを特徴とする車両用無段変速機の変速駆動装置。

2. 前記第1の領域において、一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積とプレッシャーコンベ

ンセータの設定圧との変化に起因して生じるエンジン負荷トルクの変化に対し、エンジン速度が各負荷トルクの下での最適条件を満たすよう、燃料供給をアクセル角度で規制される値よりも小さい値に制御することを特徴とする請求項1記載に係る車両用無段変速機の変速駆動装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、低速から高速までの車速域を対象とした車両に好適に適用される流体機械式の無段変速機に係り、特にその発進特性を向上させるために有効となる変速駆動装置に関するものである。

〔従来の技術〕

従来より、燃費及び／又は排ガスの見地から、スロットル開度に対応する最も望ましいエンジン速度が一般に定められている。一方、無段変速機を用いれば、車速の如何に拘らずエンジンを任意の速度で運転できる。このため、従来では無段変速機を変速駆動装置を介して制御し、上述したスロットル開度とエンジン速度の望ましい関係が満

たされるようにしている。具体的に説明すると、従来の流体機械式無段変速機は、第1、第2、第3の入出力端を有しその第1の入出力端と第2の入出力端との間を通過する低速側の機械式伝動系及び第1の入出力端と第3の入出力端との間を通過する高速側の機械式伝動系を形成する差動機構と、この差動機構の第2の入出力端に一方の可変容積形液圧ポンプ／モータの入出力軸を接続するとともに前記第3の入出力端に他方の可変容積形液圧ポンプ／モータの入出力軸を接続しこれら両液圧ポンプ／モータによって可変速の流体式伝動系を形成する流体伝動機構と、前記低速側の機械式伝動系の伝動端を出力側に設けた回転要素に接離させる低速用のクラッチと、前記高速側の機械式伝動系の伝動端を出力側に設けた回転要素に接離させる高速用のクラッチとを具備してなり、前記両クラッチを切り換えることによって低速モードと高速モードの何れかを選択し得るように構成されている。そして、第1の入出力端がエンジンに連結され、両回転要素が車軸に連結されている。

これに対して、変速駆動装置は、一般にECU(Electronic Control Unit)を主体として構成されており、スロットル開度(すなわちアクセル踏込量)とエンジン速度とを検出し、スロットル開度に対応してエンジン速度が目標値に保持されるように、ECUに何れか一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積をコントロールさせている。

この制御の概要を説明すると、①ドライバーがアクセルを踏み込むことによりアクセルにリンクされてスロットルが開き、②スロットル開度に対応する目標エンジン速度がスロットル開度／目標エンジン速度チャートから求められ、③実エンジン速度が目標値になるように無段変速機の変速比が制御される(液圧ポンプ／モータの押し除け容積を制御する)という流れになる。

〔発明が解決しようとする課題〕

ところが、このような従来の変速駆動装置は大きく次の3つの課題を抱える。

第1は、発進時アクセルを踏んでから動き出すまでに時間遅れを生じ応答性が悪くなる点である。

すなわち、その原因を逐次追ってみると、①ドライバーがアクセルを踏み込むことにより(アクセルとスロットルはステップ状に変化する)②目標エンジン速度 S_D はステップ状に大きく増加する。③しかし実エンジン速度 S_E は「1次遅れ+無駄時間」で増加するので、暫くの間は $S_E < S_D$ である。④そして、 $S_E > S_D$ となって始めて、 S_E を下げるためにエンジンに負荷を掛けるべく、入力側の液圧ポンプ／モータの押し除け容積(それまでは零)を増加させる。⑤その結果、圧液が出力側の液圧ポンプ／モータに流れ込み始め、車が動き出す。このように、上記のものはアクセルを踏んでも、エンジンが高速になるまで入力側の液圧ポンプ／モータの容積変化は始まらず車が動き出さないという欠点がある。

第2は、エンジン速度のオーバーシュートが大きくなる点である。すなわち、 $S_E > S_D$ となった後もエンジン負荷トルクがその時点でのスロットルに対応するエンジン出力トルクを越えるまでは S_E は上昇を続けるので、 S_E のオーバーシュ

ートを生じる。例えば、一般のドライバー感覚でアクセルを踏み込むと、スロットルがステップ状に大きく開いてそのスロットル開度に対応するエンジン出力トルクが大きくなる傾向が強く、この時点で入力側の液圧ポンプ／モータの押し除け容積は小さいので、流体式伝動系の高圧側がリリーフ圧に達してもエンジン負荷トルクは未だ小さく、そのためS EがS Dを越えて上昇し、その結果リリーフバルブも働いてしまう。すなわち、車速の低い間はエンジン出力が過大であり、リリーフを吹かすことにより余ったエネルギーを捨てながらエンジンは空吹きに近い状態でS Eのオーバーシュートが起こる。このため、少なくともこの間は低燃費走行を行うことができない欠点がある。

第3は、発進時の圧力変動が大きく、トルク変動が大きくなる点である。前記理由でエンジン速度がオーバーシュートした後で、制御遅れを取り戻すために入力側の液圧ポンプ／モータの押し除け容積を急いで増加させるため、流体式伝動系を流れる圧液の流量が急増して圧力が急上昇し、為

にトルクが急増し、動き始めの加速度が過大になり易くスムーズな発進ができない(飛び出し感)という欠点がある。

本発明は、このような課題に着目してなされたものであって、先ず車両において最も優先されるべき発進特性に関わる上記第1、第3の課題を解決し、これを前提として経済性に関わる上記第2の課題を解決することを目的としている。

[課題を解決するための手段]

本発明は、かかる目的を達成するために、次のような手段を講じたものである。

すなわち、本発明に係る車両用無段変速駆動装置は、流体機械式としての一般的構成を備えた無段変速機に対して、前記低速モードにおいて、前記一方の液圧ポンプ／モータの有効差圧を、該ポンプ／モータに接続したプレッシャーコンベンセータの押し除け容積制御を通じて設定圧に保持するようにし、その際のプレッシャーコンベンセータの設定圧を、前記液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大値以下に保持される第1の領域では

アクセル角度が一定であれば出力トルクがそのアクセル角度に対応して略一定値となるように押し除け容積もしくは速度比の関数として補正し、前記液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大で他方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大値以下に保持される第2の領域では前記第1領域において一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が最大の時に対応する補正值に保つことを特徴とする。

このような構成において、最適運転条件に沿った変速駆動を可能にするためには、前記第1の領域において、一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積とプレッシャーコンベンセータの設定圧との変化に起因して生じるエンジン負荷トルクの変化に対し、エンジン速度が各負荷トルクの下での最適条件を満たすよう、燃料供給をアクセル角度で規制される値よりも小さい値に制御することが望ましい。

[作用]

請求項1に係る構成を従来の装置に適用すれば、

アクセルを踏み込んでから動き出すまでの時間遅れを解消して応答性を高め、同時に急激な飛び出しを防止することができる。すなわち、発進時にドライバーがアクセルを踏み込むと、スロットルが連動してステップ状に変化する(アクセルとスロットルが直結であると仮定する)。この場合、出力トルクがアクセル踏込量に対応した設定値に保持されるように一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積がエンジン速度の上昇を待たずしてプレッシャーコンベンセータの制御により変化し始める。すなわち、他方の液圧ポンプ／モータが停止している状態で最初一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が僅かに増大して有効差圧を生じ、これにより他方の液圧ポンプ／モータが回転し始めると、該ポンプ／モータが圧液を呑み込むことによる有効差圧の低下を補償するため更に一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が増大する。このような作用が連鎖的に起こって、アクセルを踏み込んだ瞬間から車速の増加とともに一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積が増大していく。

この場合、流体式伝動系の負荷トルクすなわち加速速度は、押し除け容積×有効差圧で与えられるので、アクセルを踏み込んだ瞬間から安定かつ有効な牽引力が得られ、車が動き始めることになる。この結果、従来においてエンジン速度が立上るまでの「1次遅れ+無駄時間」に相当する時間を解消し、応答性を高めることが可能になる。なお、発進から暫くの間は、プレッシャーコンベンセータの設定圧を押し除け容積（もしくは速度比）が増大するに伴って低減方向に補正することが有効となる。すなわち、HMTでは発進当初はエンジントルクの大半は流体式伝動系を通じて伝達され、機械式伝動系からは差動機構の性質上伝達され難い。しかし、車速が増大すると、徐々に機械式伝動系を通じた伝達トルクが増えてくる。このため、プレッシャーコンベンセータの設定圧をあるアクセル踏込量の下で仮に一定に保持したとすると、流体式伝動系を通じて伝達される一定のトルクに機械式伝動系を通じて伝達されるトルクの上乗せ分が徐々に大きくなり、その結果、車速の増加と

ともに加速度が増大するという場合によって好ましくない状態を生じる。そこで、その機械式伝動系から上乗せされるトルク分を流体式伝動系から差し引いていくわけである。一方、このような制御によれば、従来の制御のように立上った後、制御遅れを取り戻すために入力側の液圧ポンプ／モータの押し除け容積を急激に増大させるといった必要がなく、不慮の飛び出しを招くことがなくなる。これらの結果、上記構成は無段変速機搭載車両を安定かつスムーズに変速駆動できるものとなる。

ところで、このような構成は車両の変速性能を向上させるが、このままでは燃費及び／又は排ガスの見地からスロットル開度に対応する望ましいエンジン速度を実現するという内容を含まない。すなわち、スロットル開度とエンジン速度が望ましい関係になるということはスロットル開度（燃料供給）とエンジン負荷トルクが望ましい関係になるということであるが（何故ならこれらは三位一体の関係にある）、上記制御で流体式伝動系か

ら作用するエンジン負荷トルクは液圧ポンプ／モータの押し除け容積×有効差圧に略比例し、発進当初は小さい。一方、機械式伝動系も発進当初は差動機構の性質上、入力側に殆ど負荷を作用させない。このような状態にある時、上記のごとくアクセルとスロットルが直結であってドライバーが通常の運転感覚でアクセルを踏み込むと、発進当初からエンジンに高い出力トルクが現れ、エンジンは当初無負荷若しくはそれに近い状態でオーバーシュート気味に吹き上がり、その後負荷トルクが増大するにつれて徐々にエンジン速度が低減していくという経過を辿ることになる。このため、最適運転条件から外れたものとなる。また、このような過剰なエンジン出力トルクが上記の変速駆動制御に悪影響を及ぼさないとも限らない。

そこで、上記の構成に請求項2の構成を付加することが一つの有効な手段となる。すなわち、上記の構成においては有効差圧と一方の液圧ポンプ／モータの押し除け容積を知ることが容易であり、これらに乗じることによって流体式伝動系のエン

ジン負荷トルクを求めることができる。そして、発進当初は機械式伝動系の作用は無視できるので、これをもって全エンジン負荷トルクと見做すことに不都合はない。そこで、予めエンジン負荷トルクに対応する最適スロットル開度は知られているので、スロットルをアクセルに連動させるかわりにそのような最適値が得られるような小さい値に規制制御すれば、上述した変速駆動制御をより適正なものにすると同時に、余剰エネルギーの発生を防いで低燃費及び／又は低排ガスの条件に適合させることができる。

〔実施例〕

以下、本発明の一実施例を図面を参照して説明する。

この変速駆動装置が適用される無段変速機は、通称HMT(Hydro-Mechanical Transmission)と呼ばれるもので、第1図に示すように、第1、第2、第3の入出力端1、2、3を有しその第1の入出力端1と第2の入出力端2との間を通過する低速側の機械式伝動系a及び第1の入出力端1と

第3の入出力端3との間を通過する高速側の機械式伝動系bを形成する差動機構4と、この差動機構4の第2の入出力端2にギヤ5、6を介して一方の可変容積形液圧ポンプ／モータ7の入出力軸7aを接続するとともに前記第3の入出力端3にギヤ9、11を介して他方の可変容積形液圧ポンプ／モータ8の入出力軸8aを接続しこれら両液圧ポンプ／モータ7、8によって可変速の流体式伝動系A、Bを形成する流体伝動機構12と、前記低速側の機械式伝動系aの伝動端a。を出力側に設けた回転要素たるギヤ13に接離させる低速用のクラッチC_Lと、前記高速側の機械式伝動系bの伝動端b。を出力側に設けた回転要素たるギヤ14に接離させる高速用のクラッチC_Hとを具備してなる。

具体的に説明すると、差動機構4は、円周方向に等配に設けた複数のプラネタリギヤ21の内側にサンギヤ22を配設するとともに、外側にリングギヤ23を啮合させてなる遊星歯車式のものである。そして、各プラネタリギヤ21を軸承する

力軸7aをギヤ6、5を介して前記サンギヤ22の支持シャフト22aに接続するとともに、前記液圧ポンプ／モータ8の入出力軸8aをギヤ11、9を介して前記リングギヤ23のボス部23aに連結している。なお、32は前記液圧回路31に接続されたブーストポンプであり、33はその液圧回路31を圧力破損から保護する安全弁である。これらの液圧ポンプ／モータ7、8には、例えば特願昭56-175190号に示される如きピントルの偏心によって容積変化を実現する静圧バランスタイプのもを用いることが好適となる。そして、その容積変化がアクチュエータ7b、8bによって与えられるようにしている。

さらに、前述した出力側の回転要素たるギヤ13およびギヤ14は互いに啮合させてあり、これらをギヤ15、ギヤ16、ギヤ17、デフレンシャルギヤ機構18並びに車軸20aを介して車輪20に接続している。

ここで、この無段変速機全体の一般的作動を説明しておく。

ギヤリテーナ24の中心を前記第1の入出力端1に設定し、この入出力端1に入出力軸25を介してエンジン19を接続している。また、前記サンギヤ22の支持シャフト22aの先端を前記第2の入出力端2に設定し、この入出力端2にギヤ5を固着している。さらに、前記リングギヤ23のボス部23aの先端を前記第3の入出力端3に設定し、この入出力端3にギヤ9を固着している。しかして、前記低速側の機械式伝動系aは、前記プラネタリギヤ21、サンギヤ22、ギヤ5、ギヤ6、クラッチC_Aによって構成され、前記液圧ポンプ／モータ7の入出力軸7a上に設定した伝動端a。に終わっている。一方、前記高速側の機械式伝動系bは、前記プラネタリギヤ21、リングギヤ23から構成され、リングギヤ23のボス部23a上に設定した伝動端b。に終わっている。

また、前記流体伝動機構12は、液圧ポンプ／モータ7と、液圧ポンプ／モータ8とを通常のHSTと同様な液圧回路31を介して直列に接続したものであり、前記液圧ポンプ／モータ7の入出

図示のように、クラッチC_A、C_Lを接続状態にし、クラッチC_Hを解放状態にした前進低速モードでは、前記作動機構4の第1の入出力端1と第2の入出力端2との間を通過する低速側の機械式伝動系aを介してエンジン19より入力された動力の一部が車輪20に伝達される。このとき、前記液圧ポンプ／モータ7がモータとして機能し、液圧ポンプ／モータ8がポンプとして機能することにより、前記差動機構4の第3の入出力端3の回転力は前記両ポンプ／モータ7、8間に形成される流体式伝動系Aを通して前記車輪20に並列に伝達される。そして、この低速モードにおいては、第2図に示すように、前記液圧ポンプ／モータ7の押し除け容積D_Sを当初最大値D_{S MAX}に保持した状態で前記液圧ポンプ／モータ8の押し除け容積D_Rを増大させていき（第1領域）、その容積D_Rが最大値D_{R MAX}になった後は、それを保持したまま今度は前記液圧ポンプ／モータ7の押し除け容積D_Sを漸次減少させていく（第2領域）ことにより、前記入力軸25の回転速度S

Eに対する前記出力ギヤ14の回転速度SG、すなわちSG/SEで表わされる速度比eを増大させていくことができるようになっている。また、クラッチC_A、C_Hを接続状態にし、クラッチC_Lを解放状態すれば、前進高速モードに移行することができるようになっている。詳細は特願昭62-193500号などに示されている。

このような構成において、本実施例は前記液圧ポンプ/モータ8の容積変化をもたらすその操作端に前記アクチュエータ8bと並列にプレッシャーコンペンセータ30を接続するとともに、エンジン19内のスロットル弁19aのアクセル35の間をアクセルモジュレータ40を介して別体のワイヤ40a、40bで接続し、これらプレッシャーコンペンセータ30及びアクセルモジュレータ40をECU34を通して制御するようにしている。

プレッシャーコンペンセータ30は、低速モードで前記液圧ポンプ/モータ8の吐出圧と吸込圧との有効差圧ΔPを該液圧ポンプ/モータ8の押

その設定圧P₀をこの液圧ポンプ/モータ8の操作端、たとえば内設スプールの一端側に作用させる一方、該スプールの他端側に実際の有効差圧ΔPを拮抗状態で作用させておくことにより、有効差圧ΔPが設定圧P₀よりも小さければスプールが一方に動いて押し除け容積DRの増大方向にピントル駆動用コントロールピストンに圧液を導入し、有効差圧ΔPが設定圧P₀よりも大きければスプールが他方に動いて押し除け容積DRの減少方向にそのコントロールピストンに圧液を導入するようにしている。

また、アクセルモジュレータ40は、例えば特願昭61-136968号に加速調節装置として示されているもので、アクセル35とスロットル弁19aを連結するワイヤを前段部40aと後段部40bに分断し、その分断部分にアクセル踏込量ACLを差動分配して前記スロットル弁19a及び可変式の固定機構に出力する差動歯車を配置している(図示省略)。そして、固定機構の固定位置が外部からの操作で移動されることによって、

し除け容積DRを負帰還制御することによって設定圧P₀に保持するようにしたもので、その設定圧幅P₀は、第1領域にあっては第3図に示すようにアクセル踏込量ACLとの関係において定められ、押し除け容積DRとの関係において補正されるようにしている。すなわち、設定圧P₀は基本的にアクセル踏込量ACLの大きさに比例して増大するように定め、アクセル踏込量ACLが一定の下で押し除け容積DRが変化した場合には、DRの増大に伴って減少方向へシフトするように定められている。また、第2領域においては、第3図中DR=MAXの曲線上において設定圧P₀を定めるようにしており、アクセル踏込量ACLが一定であれば結果的に一定馬力が得られるようにしている。なお、プレッシャーコンペンセータ30の具体的な構成例としては、図示しないが、液圧ポンプ/モータ8にデューティ制御弁を接続し、前記ECU34から設定圧信号s₁がこのデューティ制御弁に入力されることにより内部で設定圧P₀を発生するようにしておく。そして、

ワイヤ40aに対するワイヤ40bの変位を減じ、その結果アクセル踏込量ACLに対するスロットル開度THLを減少方向にシフトさせることができるようになっている。一方、ECU34には前記液圧ポンプ/モータ8に付帯した偏心センサ8cから押し除け容積DRが検出信号s₂を通じて入力されるようにしている。そして、取り込んだ押し除け容積DRと上記設定圧(有効差圧)P₀とを乗じることによってエンジン負荷トルクTEを求め、このECU34に予め燃費及び/又は排ガスの見地からそのエンジン負荷トルクTEに対して最適値として定められているスロットル開度THLを取り出し(このTHLは第6図の最適運転ラインを描く上でのパラメータになっている)、そのようなスロットル開度THLが得られるように前記アクセルモジュレータ40の固定位置可変機構用アクチュエータ等に制御信号s₃を出力してスロットル弁19aを逐次フィードフォワード制御するようにしている。

このような構成であれば、既に述べた作用を通

じて、発進時にドライバーがアクセル35を踏み込んでから動き出すまでの時間遅れを解消して応答性を高め、同時に急激な飛び出しを防止することができる。すなわち、発進時にドライバーがアクセル35を踏み込むと、スロットル弁19aはアクセルモジュレータ40の挙動を通じて最適開度THLに開き、エンジン19に過不足ない燃料を送り込む。この場合、出力トルクTGがアクセル踏込量ACLに対応した設定値に保持されるように液圧ポンプ/モータ8の押し除け容積DRがエンジン速度SEの上昇を待たずしてプレッシャーコンベンセータ30の制御により変化し始める。すなわち、液圧ポンプ/モータ7が停止している状態で最初液圧ポンプ/モータ8の押し除け容積DRが僅かに増大して液圧回路31に有効差圧 ΔP (P_0)を生じ、これにより液圧ポンプ/モータ7がモータとして回転し始めると、該ポンプ/モータ7が圧液を呑み込むことによる有効差圧 ΔP の低下を補償するため更に液圧ポンプ/モータ8の押し除け容積DRが増大する。このような作

て伝達される一定のトルクに機械式伝動系aを通じて伝達されるトルクの上乗せ分が徐々に大きくなり、その結果、第4図中破線で示すように速度比eの増大に伴って加速度(すなわち牽引力F)が増大するという好ましくない状態を生じる。これに対して、本実施例のように、その機械式伝動系aによって上乗せされるトルク分を流体式伝動系Aのそれから差し引く形にすれば、同図中実線および第5図に示すように第1領域で速度比e及び車速Vが変化しても出力トルクTG、すなわち牽引力Fを一定に保つことができる。しかも、この制御によれば、従来の制御のように立上った後、制御遅れを取り戻すために液圧ポンプ/モータ8の押し除け容積を急激に増大させることがなく、不慮の飛び出しを招くことがなくなる。これらの結果、上記構成は無段変速機搭載車両を安定かつスムーズに変速駆動できるものとなる。その上、スロットル開度THLが常に最適値にフィードバック制御されるので、上述した変速駆動制御において発進時にエンジン19が無負荷あるいは

用が連鎖的に起こって、アクセル35を踏み込んだ瞬間から車速Vの増加とともに液圧ポンプ/モータ8の押し除け容積DRが増大していく。この場合、加速度は $DR \times P$ 。に略比例するため、アクセル35を踏み込んだ瞬間から安定かつ有効な牽引力Fが得られ、車が動き始めることになる。このため、従来においてエンジン速度SEが立上るまでの「1次遅れ+無駄時間」に相当する時間を解消し、応答性を高めることが可能になる。この場合、プレッシャーコンベンセータ30の設定圧P。は、前述の如く押し除け容積DRの増大に伴って第3図に示す如く減少方向に補正される。その理由は次による。すなわち、HMTでは発進当初はエンジントルクTEの大半は流体式伝動系Aを通じて伝達され、機械式伝動系aからは差動機構4の性質上伝達され難い。しかし、車速Vが増大するに伴って、徐々にこの機械式伝動系aを通じた伝達トルクが増えてくる。このため、プレッシャーコンベンセータ30の設定圧P。を仮に一定に保持したとすると、流体式伝動系Aを通じ

それに近い状態にあってもオーバーシュートぎみに吹き上がることがなくなり、上記の変速駆動制御をより適正なものにすると同時に、余剰エネルギーの発生を防いで低燃費及び/又は低排ガスの条件に適合させることができる。

また、本実施例は上記機能に加えて、第2領域のどこかにおいて従来から中速域以上で実績ある制御(アクセル踏込量ACLに対して目標エンジン速度SDが得られるように速度比e、すなわち液圧ポンプ/モータ7の押し除け容積DSを変化させる制御)に移行することができるようにしている。具体的には、エンジン速度SEがアクセル35により規制されるスロットル開度THLにおける最適値SDとなるように第2領域の条件を縛り、その結果として、アクセル踏込量ACLとプレッシャーコンベンセータ30の設定圧P。との対応関係全般を第3図に示すように上に凸となるように上方修正した形になっている。これにより、第2領域のどこで移行しても変速ショックを回避できることになる。この際、ある一定の位置で自

動的に移行できるようにしたい場合には、液圧ポンプ／モータ8の押し除け容積DSが設定値よりも小となるか若しくは速度比eが設定値よりも大となった時を基準とする考え方や、低速モードと高速モードの境を基準とする考え方等があり、制御の目的に応じて決定し、ECUのプログラムを変更するなどして対応することができる。

なお、前記アクセルモジュレータを用いる代わりに、スロットル弁に対して直列に補助スロットル弁を設け、この補助スロットル弁をECUで制御し燃料供給を規制するようにしてもよい。また、前記実施例では有効差圧を液圧ポンプ／モータの吐出圧－吸込圧間の差圧としているが、吐出圧－大気圧間の差圧や吐出圧の絶対値（すなわち圧力0との差圧）も有効差圧として利用することができる。さらに、前記実施例のスロットル制御に代えて、おもにディーゼルエンジンに用いられるオーバースピードガバナーを設ける態様も考えられ、2つのポンプ／モータの最大押し除け容積が異なったものも可能であり、容量可変方式も斜板式、

斜軸式等自由である。また、容量制御機構としては油圧アクチュエータやステッピングモータを用いたサーボ機構など周知の手段が用いられる。その他、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で種々変形が可能である。

〔発明の効果〕

本発明に係る変速駆動装置を車両用無段変速機に適用すると、応答遅れや飛び出し感を解消し、発進時の変速駆動を安定かつスムーズに行わせることが可能になる。また、このような構成下においては、発進時におけるエンジンのオーバーシュートを防ぐことも容易であり、燃費向上を図ることも可能になる。これらの結果、本発明は発進を頻繁に行う市街地走行時などに特に実益を伴うものとなる。

4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の一実施例を示し、第1図は回路図、第2図は無段変速機の速度比と押し除け容積の関係を示すグラフ、第3図はアクセル踏込量と設定圧の関係を示すグラフ、第4図は速度比と牽

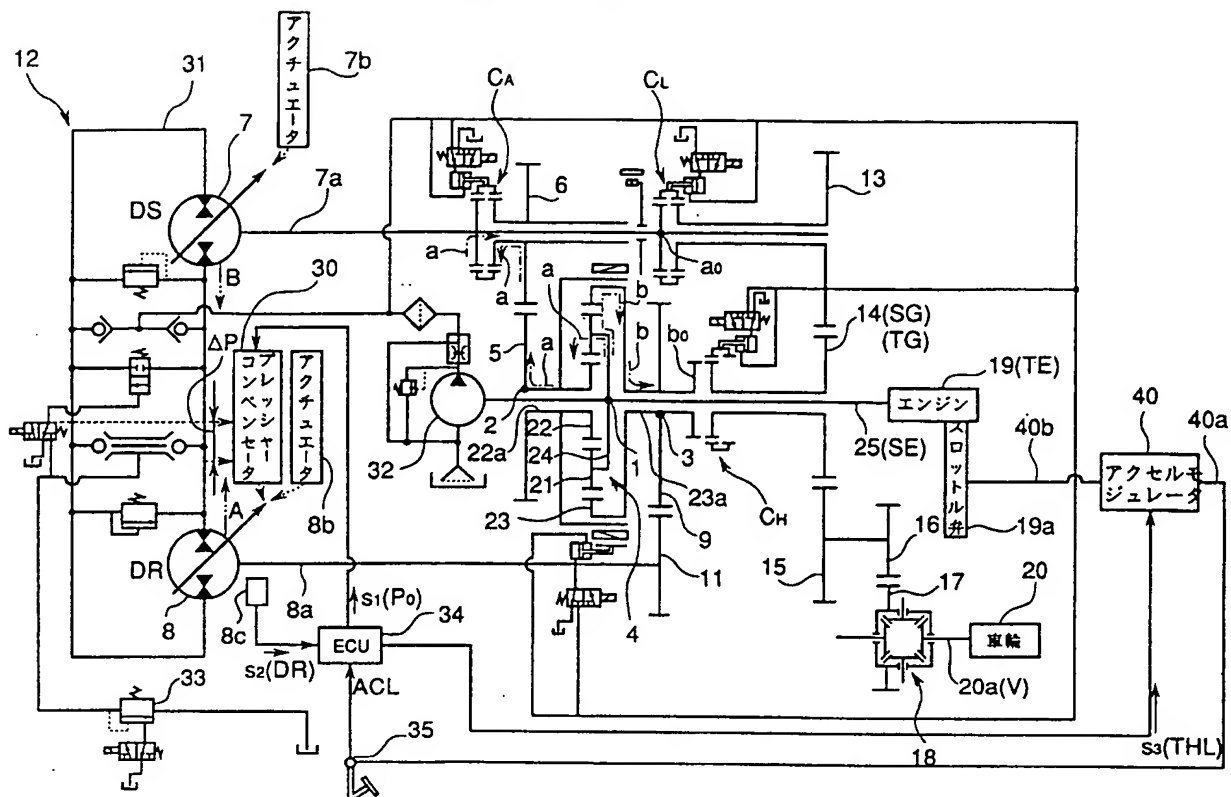
引力の関係を示すグラフ、第5図は車速と牽引力の関係を示すグラフ、第6図はエンジンスピードとエンジン負荷トルクの関係を示すグラフ、第7図はスロットル開度と目標エンジン速度の関係を示すグラフである。

- a … 低速側の機械式伝動系
- b … 高速側の機械式伝動系
- a₀、b₀ … 伝動端
- A … 低速側の流体式伝動系
- B … 高速側の流体式伝動系
- C_L … 低速側のクラッチ
- C_H … 高速側のクラッチ
- ΔP … 有効差圧
- DR、DS … 押し除け容積
- P₀ … 設定圧
- ACL … アクセル角度（アクセル踏込量）
- TG … 出力トルク
- TE … エンジン（負荷）トルク
- e … 速度比
- THL … スロットル開度

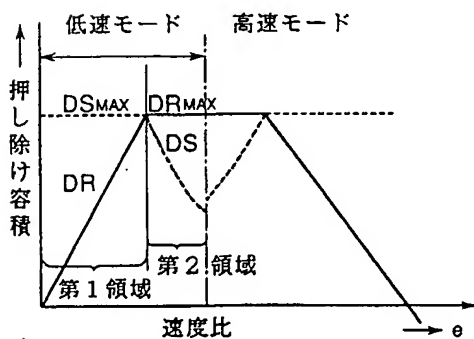
- 1 … 第1の入出力端
- 2 … 第2の入出力端
- 3 … 第3の入出力端
- 4 … 差動機構（遊星歯車機構）
- 7、8 … 可変容積形液圧ポンプ／モータ
- 7a、8a … 入出力軸
- 13、14 … 回転要素（ギヤ）
- 30 … プレッシュャーコンペンセータ

代理人 弁理士 赤澤一博

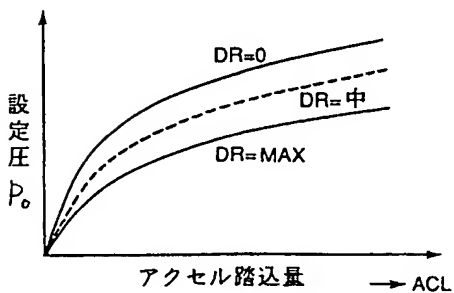
第 1 図



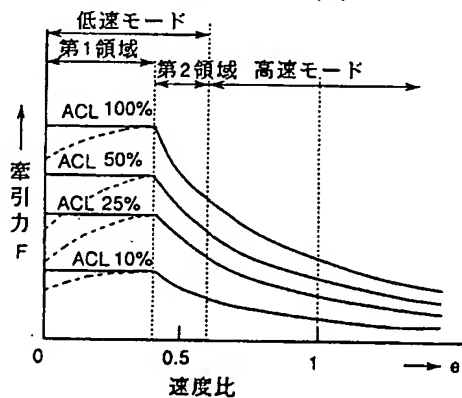
第 2 図



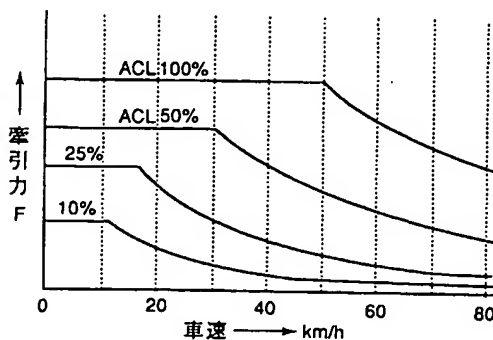
第 3 図



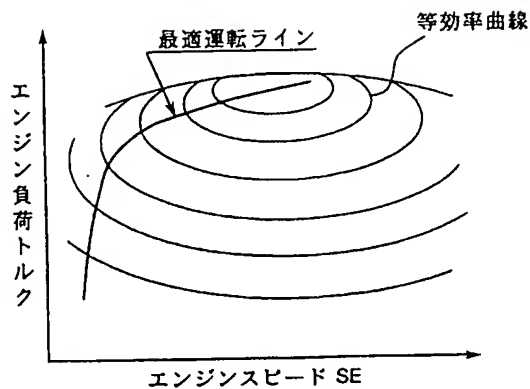
第 4 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図

